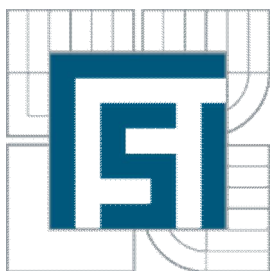


**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO**  
**INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# **KONCEPČNÍ NÁVRH PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU 4 TUNY**

CONCEPTUAL DESIGN OF PORTAL CRANE 4 TONE

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**ZBYNĚK LOPATA**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**ING. MARTIN KUBÍN**

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Zbyněk Lopata

který/která studuje v bakalářském studijním programu

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Koncepční návrh portálového jeřábu 4 tuny**

v anglickém jazyce:

### **Conceptual design of portal crane 4 tonne**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je koncepční návrh portálového jeřábu.

Cíle bakalářské práce:

Cíle bakalářské práce:

Proveďte koncepční návrh portálového jeřábu. Navrhněte jeho hlavní parametry (výška zdvihu, rychlost pojezdu,...).

Základní technické parametry:

- maximální nosnost ... 4000 kg

Vypracujte:

- technickou zprávu

- výkres koncepčního návrhu

- dále dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

- [1] MYNÁŘ, B., KAŠPÁREK, J.: Dopravní a manipulační zařízení, Brno, Skriptum pro bakalářské studium
- [2] REMTA, F., KUPKA, L.: Jeřáby, I.-III. díl, SNTL, Praha 1961

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Kubín

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 8.11.2010

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

V bakalářské práci se zabývám koncepčním návrhem portálového jeřábu s nosností 4 tun. Práce je zaměřena na návrh hlavních parametrů jeřábu, jeřábové kočky, hlavního nosníku, podpěr, kolejnic, pojezdových kol a pojezdových ložisek. Dále práce obsahuje kontrolní výpočet konstrukce jeřábu a pojezdových ložisek. V praktické části je rovněž doložen výkres sestavy a 3D model jeřábu.

### **Klíčová slova**

portál, jeřáb, kočka, pojezd jeřábu

## **ABSTRACT**

In my bachelor's thesis I deal with a concept suggestion of portal crane with a lifting capacity of 4 tonnes. The bachelor's thesis is aimed at suggestion of basic parameters of crane, hoist, main girder, shorings, rails, travelling wheels and travelling bears. Bachelor's thesis also contains control calculation of construction of crane and travelling bears. In practical part of thesis drawing of crane and three dimensional prototype of crane is clausud.

### **Keywords**

portal, crane, hoist, crane travel

## **Bibliografická citace**

LOPATA, Z. *Koncepční návrh portálového jeřábu 4 tuny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 44 s. Vedoucí bakalářské práce  
Ing. Martin Kubín

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně, za pomoci rad vedoucího, pana Ing. Martina Kubína a také na základě literatury a podkladů uvedených v seznamu použité literatury.

V Brně dne 27. května 2011

.....

podpis

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Martinu Kubínovi za užitečné rady, které mi poskytl při zpracování této práce.

# Obsah

<b>1</b>	<b>ÚVOD.....</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>VOLBA TYPU PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU .....</b>	<b>10</b>
<b>3</b>	<b>VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ JEŘÁBU.....</b>	<b>11</b>
3.1	NOSNOST JEŘÁBU .....	11
3.2	ROZPĚTÍ JEŘÁBU .....	12
3.3	VÝŠKA ZDVIHU .....	12
3.4	RYCHLOST POJEZDU JEŘÁBU .....	12
<b>4</b>	<b>VOLBA JEŘÁBOVÉ KOČKY.....</b>	<b>13</b>
<b>5</b>	<b>KONCEPCE PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU .....</b>	<b>15</b>
5.1	KONSTRUKCE JEŘÁBU.....	15
5.1.1	Hlavní nosník.....	15
5.1.2	Podpěra .....	16
5.2	POJEZD JEŘÁBU .....	18
5.2.1	Pojezdová kola.....	18
5.2.2	Jeřábová kolejnice .....	19
5.2.3	Pohon jeřábu .....	19
5.3	NAPÁJENÍ A OVLÁDÁNÍ JEŘÁBU .....	20
<b>6</b>	<b>KONTROLA ZATÍŽENÍ KONSTRUKCE JEŘÁBU .....</b>	<b>21</b>
6.1	KONTROLA RÁMU.....	21
6.1.1	Úplné uvolnění.....	22
6.1.2	Statický rozbor .....	22
6.1.3	Výsledné vnitřní účinky.....	23
6.1.4	Řešení.....	26
6.1.5	Výpočet napětí a určení bezpečnosti rámu.....	27
6.2	KONTROLA ZÁKLADU PODPĚRY.....	28
6.2.1	Úplné uvolnění.....	29
6.2.2	Statický rozbor .....	29
6.2.3	Výpočet napětí a určení bezpečnosti základu.....	30
6.3	KONTROLA PODPĚRY NA VZPĚRNOU STABILITU .....	31
6.3.1	Kvadratický moment průřezu.....	32
6.3.2	Poloměr kvadratického průřezu.....	32
6.3.3	Štíhlost.....	33
6.3.4	Kritická štíhlost.....	33
6.3.5	Kritická síla .....	34
6.3.6	Bezpečnost.....	34
<b>7</b>	<b>NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK KOL JEŘÁBU.....</b>	<b>35</b>
7.1	OTÁČKY POJEZDOVÉHO KOLA .....	36
7.2	ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA POJEZDOVÉHO KOLA .....	36
7.3	AXIÁLNÍ SÍLA V LOŽISKU .....	36
7.4	RADIÁLNÍ SÍLA V LOŽISKU .....	36
7.5	URČENÍ KOEFICIENTŮ X A Y .....	36
7.6	URČENÍ DYNAMICKÉHO EKIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ .....	37
7.7	URČENÍ ZÁKLADNÍ TRVANLIVOSTI LOŽISKA.....	37
<b>8</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>38</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>39</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK .....</b>	<b>40</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ.....</b>	<b>41</b>



# 1 ÚVOD

Portálové jeřáby jsou typické pro svou nosnou konstrukci, tvořenou hlavním nosníkem (mostem) a dvěma podpěrami, která připomíná svým tvarem tzv. portál.

Dále může portál pojíždět po kolejnicích umístěných na zemi nebo může být zakotven přímo k podkladu, což jsou jeřáby nepojízdné.

Dle konstrukce a účelu se portálové jeřáby dělí na:

- a) jeřáby s kočkou
  - nepojízdné
  - pojezdové
- b) jeřáby s otočným výložníkem (přístavní)
  - s točnicí
  - sloupové
- c) překládací jeřáby

Portálové jeřáby pracují především pod širým nebem a v dnešní době jsou z hlediska pohonu převážně elektrické.

## 2 VOLBA TYPU PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU

Pro svou práci jsem zvolil průmyslový portálový jeřáb, který bude využíván v dřevoprůmyslu. Rozhodl jsem se pro tento typ jeřábu zejména z důvodu jednoduché konstrukce a také proto, že se nejvíce blíží k návrhu jeřábu do nosnosti 4 tun. Ostatní druhy jeřábů, jako je např. přístavní, jsou na mnohem vyšší úrovni, zejména co se rozměrů a nosnosti týká.



Obrázek 1: [5] Průmyslový portálový jeřáb

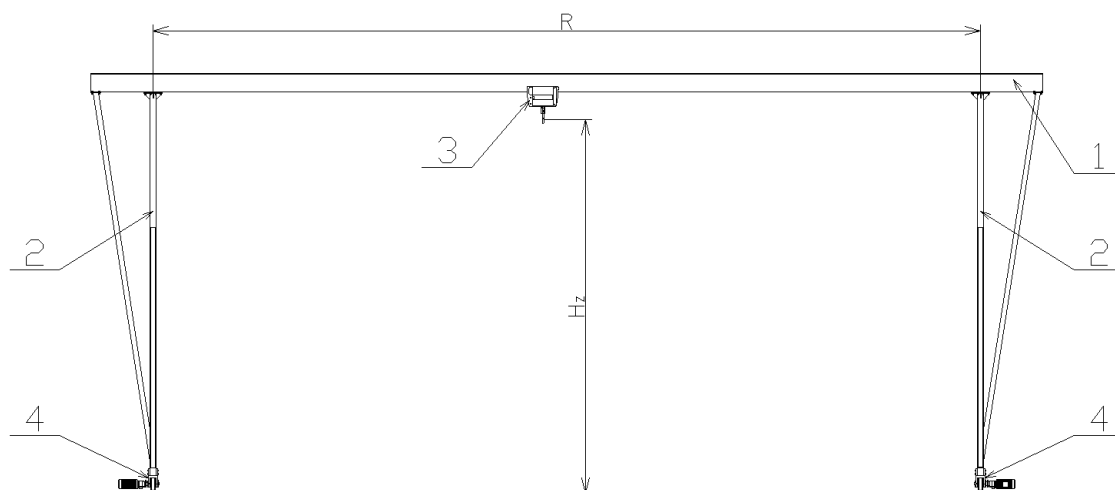


Obrázek 2: [12] Přístavní portálový jeřáb (překládací)

### 3 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ JEŘÁBU

Základní parametry většiny jeřábů jsou obdobné, protože pracují na stejném principu. Není tomu jinak ani u portálového jeřábu. Jedná se o následující parametry:

- Nosnost jeřábu
- Rozpětí jeřábu
- Výška zdvihu
- Rychlost pojezdu jeřábu
- Rychlost pojezdu kočky
- Rychlost zdvihu břemene



Obrázek 3: Schéma portálového jeřábu, poz. 1 - hlavní nosník, 2 - podpěra, 3 - kočka, 4 - pojezd jeřábu

#### 3.1 Nosnost jeřábu

Nosnost jeřábu vyjadřuje maximální jmenovité zatížení, pro které je jeřáb konstruován, a tudíž nesmí být překročeno. Tento parametr mám jako jediný zadán, činí 4 tuny.

### **3.2 Rozpětí jeřábu**

Rozpětí portálového jeřábu udává vzdálenost mezi podpěrami, které nesou hlavní nosník. V našem případě to je maximální pracovní prostor, jelikož bude jeřáb bez funkčních převislých konců. Jeřáb bude pracovat v dřevoprůmyslu pod širým nebem, avšak pod zastřešením. Předpokládám vykládání a nakládání nákladu na jeden až dva kamióny. Při šířce nákladního vozu cca 3 metry a šířce skladovací plochy dřevoprůmyslu 12 metrů navrhují rozpětí jeřábu  $R = 20 \text{ m}$ .

### **3.3 Výška zdvihu**

Stejně jako u rozpětí jeřábu, zde jde rovněž o maximální pracovní prostor, tentokrát ale ve směru svislém. Je to rozměr mezi hlavním nosníkem, resp. kočkou (kladkostrojem) a zemí, po které jeřáb pojíždí po kolejnicích. Vzhledem k výšce kamiónu cca 4,5 metru a případně dalšího manévrovacího prostoru nad vozem volím výšku zdvihu  $H_z = 9 \text{ m}$  - viz také kapitola 4.

### **3.4 Rychlost pojezdu jeřábu**

Dle [8] se u portálových jeřábů pohybuje pojezdová rychlost mez 12 až 30 metry za minutu. Dle velikosti navrhovaného jeřábu volím rychlost pojezdu 30 m/min.

Rychlost pojezdu kočky a zdvihu břemene je uvedena v kapitole 4.

## 4 VOLBA JEŘÁBOVÉ KOČKY

Jelikož se mi v zadání vyskytuje pouze jedna hodnota, a to maximální nosnost 4 tuny, rozhodl jsem se pro volbu normalizované jeřábové kočky, od které se bude dále odvíjet návrh zbylých částí jeřábu.

Dnešní trh nabízí velké množství výrobců zabývajících se výrobou a prodejem různých typů kladkostrojů. Zvolil jsem si firmu ABUS, která se mimo jiné zabývá také výrobou samotných jeřábů.

Z katalogu jsem vybral elektrickou jednonosníkovou kočku, typ GM1000, jež nejlépe odpovídá zadaným a navrhovaným parametrům jeřábu.

Tabulka 1: [3] Parametry jeřábových koček

Model	Lanový převod	Nosnost (t)	Výška zdvihu (m)			C (mm)	H (mm)
GM 800	4/1	3,2	6	9	–	400	176
GM 1000	2/1	2,5	12	18	24	567	196
	4/1	5,0	6	9	–	500	196
GM 2000	2/1	3,2	12	18	24	580	213
	4/1	6,3	6	9	–	500	213
GM 3000	2/1	6,3	12	20	30	665	251
	4/1	12,5	6	10	–	580	251
GM 5000	2/1	10,0	12	20	30	830	273
GM 6000	2/1	10,0	12	20	–	830	293
	2/1	12,5	12	–	–	830	293

Vlastnosti vybrané jeřábové kočky jsou následující:

lanový převod  $P_K = 4/1$

nosnost  $N_K = 5$  tun

výška zdvihu  $H_K = 9$  m

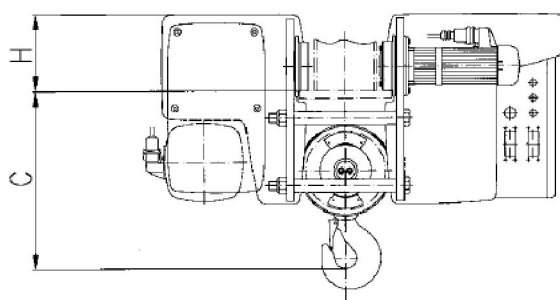
hmotnost  $M_K = 390$  kg

rychlost zdvihu  $V_Z = 5/0.8$  m/min

rychlost pojezdu  $V_K = 20/5$  m/min

$C = 500$  mm

$H = 196$  mm



Obrázek 4: [3] Schéma jeřábové kočky



Obrázek 5: [3] Jeřábová kočka

## 5 KONCEPCE PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU

Portálový jeřáb bude pracovat ve středním provozu na již zmíněném zastřešeném dvoře dřevoprůmyslu ve dvou osmihodinových směnách 5 dní v týdnu. Časové využití jeřábu je zhruba 50%. Jeřáb bude bez funkčních převislých konců a bude pojíždět po jeřábové dráze - viz následující model.



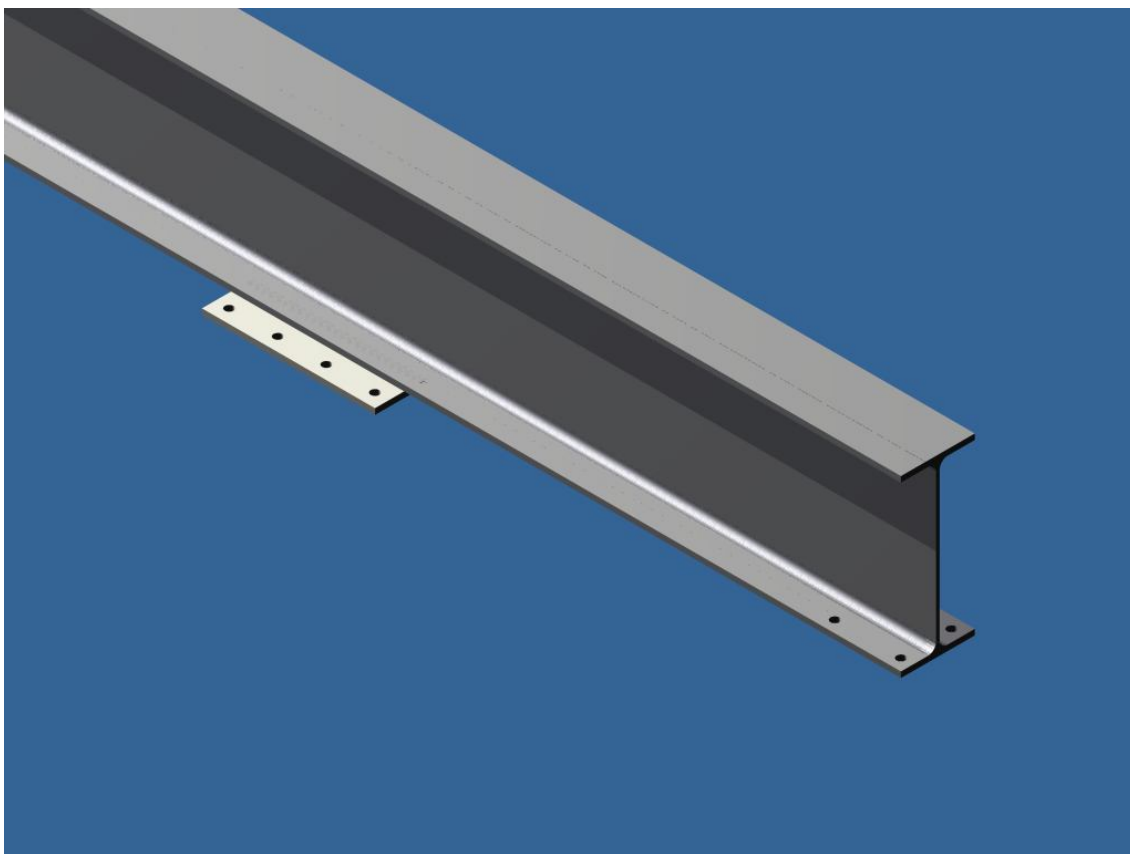
Obrázek 6: Portálový jeřáb

### 5.1 Konstrukce jeřábu

Nosná konstrukce je sestavena převážně z běžně dostupných ocelových válcovaných profilů, což nám zaručuje relativně levnou a jednoduchou výrobu. Je tvořena hlavním nosníkem a podpěrami.

#### 5.1.1 Hlavní nosník

Pro tuto část konstrukce jsem zvolil ocelovou tyč profilu I s označením IPE 450, po níž bude pojíždět zavěšená jeřábová kočka. Materiál je dán výrobcem a jedná se o S355J2. Obdoba ve značení je ocel třídy 11 503. V místech podpěr jsou přivařeny plechy o tloušťce 15 mm, pomocí kterých se nosník připevní šrouby k podpěrám. Na koncích nosníku jsou vyvrtané díry pro přichycení výztuh.

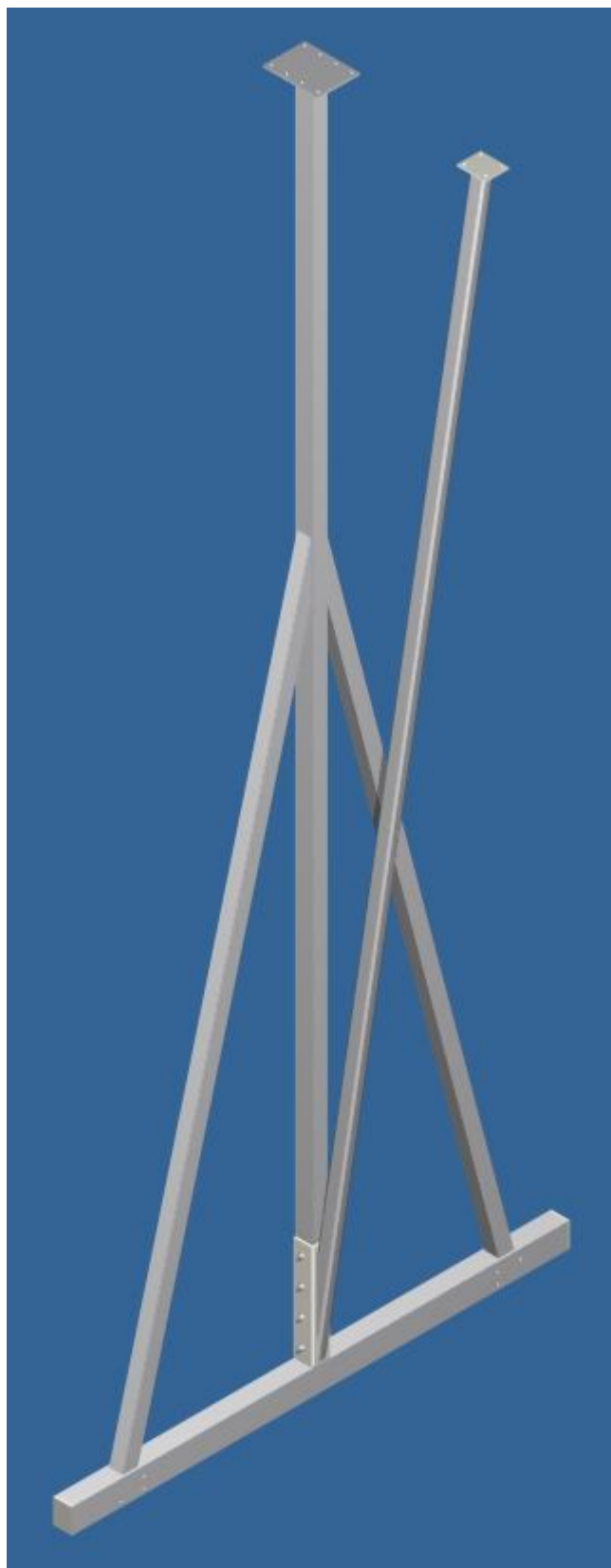


**Obrázek 7: Hlavní nosník**

### **5.1.2 Podpěra**

Podpěra se skládá z více částí, jak je možno vidět na Obrázku 8. Většina je tvořena dvěma U profily svařenými přírubami proti sobě taktéž ze stejného materiálu, jako hlavní nosník. Prvek umístěný svisle tvoří profily U 140 dlouhé 9 metrů. V horní části je též přivařen plech o tloušťce 15 mm pro přišroubování hlavního nosníku. Otevřený profil v dolní části je zavařen plechem a dále přivařen k základu podpěry, který je z profilu U 200 dlouhého 4 metry. Šikmé ztužení tvoří profily U 140 přivařené mezi základnou a svislou částí. Zbývající výztuha je přišroubována k boku svislého prvku. Na druhém konci je přivařen plech pro přichycení k hlavnímu nosníku. Tato výztuha napomáhá k zamezení zborcení jeřábu do strany.





**Obrázek 8: Podpěra**

## 5.2 Pojezd jeřábu

Zde je obsažena volba pojezdových kol, kolejnice a pohonu jeřábu. Pojezd je tvořen čtyřmi pojezdovými koly, z čehož dvě z nich jsou poháněná.



Obrázek 9: Pojezd jeřábu

### 5.2.1 Pojezdová kola

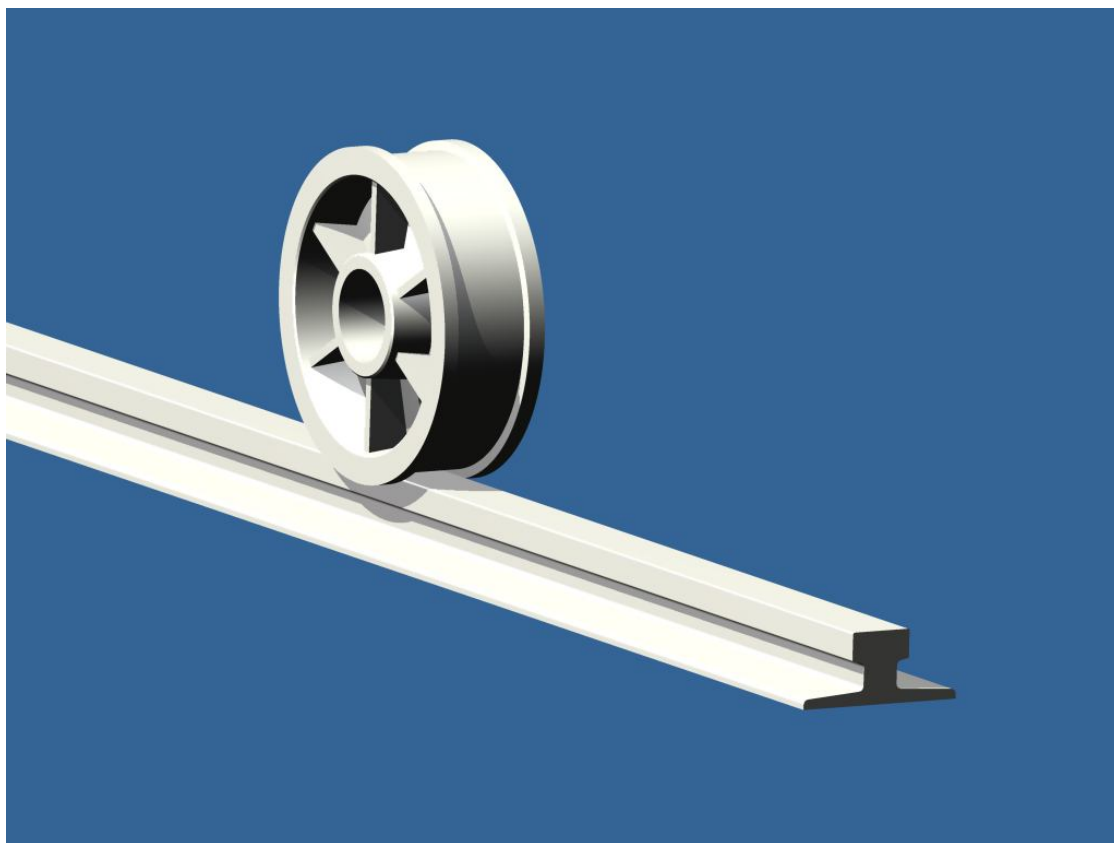
Pojezdová kola jsou zvolena dle [8]. Z důvodu sil působících ve vodorovném směru volím pojezdová kola se dvěma nákolky, které tyto vodorovné síly zachycují a také vedou jeřáb po kolejnici.

Průměr pojezdového kola je normalizován a vzhledem k zatížení volím průměr kol  $D_K = 320$  mm. Kola se nejčastěji vyrábějí jako odlitek z oceli nebo mohou být kovaná v zápustkách. Z hlediska nepřesností jeřábové dráhy se u pojezdu na valivých ložiscích doporučuje ponechat vůli mezi nákolky a kolejnicí v rozmezí od 10 do 15 mm.

### 5.2.2 Jeřábová kolejnice

Dle [8] mohou být jeřábové kolejnice čtvercové a obdélníkové nebo pro nás vhodnější tvarové kolejnice, které se vyznačují snadnějším připojením, lepším využitím materiálu a vyšší tvrdostí. Vyrábějí se převážně z válcované oceli 11 650. Délka kolejnic se volí s ohledem na jejich dostatečnou rovinnost.

Se zřetelem na rozměry a tlak vznikající od pojezdových kol je dle [1] zvolena jeřábová kolejnice A 65.



Obrázek 10: Pojezdové kolo a jeřábová kolejnice

### 5.2.3 Pohon jeřábu

Jeřáb je poháněn dvěma převodovými motory, které jsou umístěny na základu podpěr tak, aby poháněná kola byla situována proti sobě. Toto uspořádání zajistí stejný rozjezd obou podpěr jeřábu a eliminuje se tak možné přičení. Ačkoliv portálový jeřáb málokdy pojíždí se zavěšeným břemenem, jsou proti rozkývání břemena použity frekvenční měniče, které zajišťují plynulý rozjezd jeřábu.

Dle [9] jsou zvoleny dva převodové motory SEW, typu DV 132S4, vybavené frekvenčním měničem. Dále je s motorem spojena převodovka RF 97, která též obsahuje integrovanou elektromagnetickou kotoučovou brzdu.

### **5.3 Napájení a ovládání jeřábu**

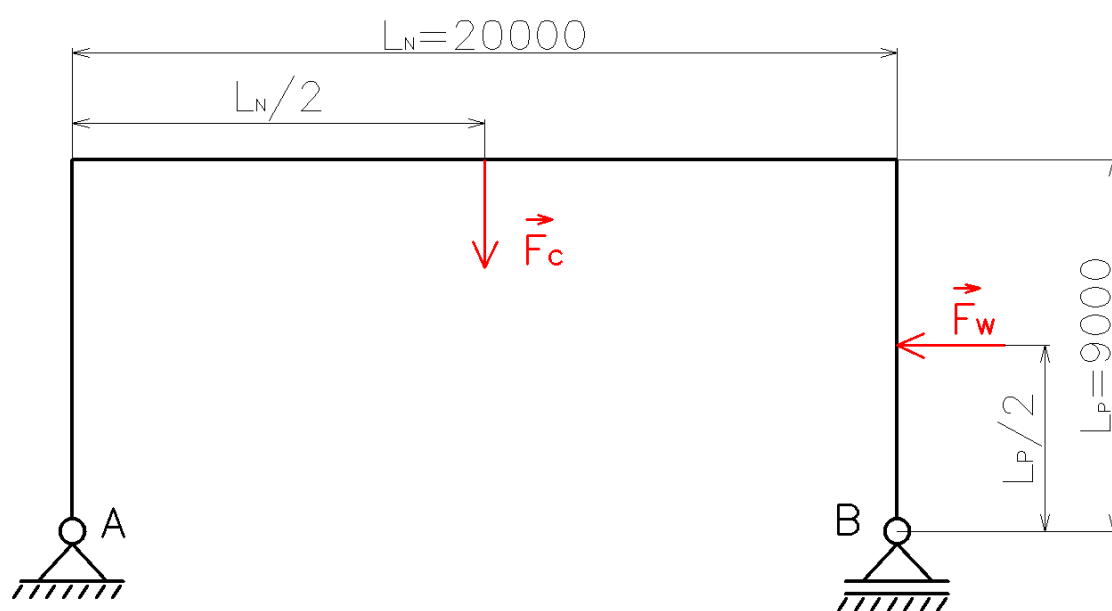
Pro napájení jeřábu je zvolena střídavá trojfázová síť s napětím 380 V a frekvencí 50Hz, což dnes bývá nejčastější případ. Pro zajištění přenosu elektrického proudu k jeřábu je zvoleno uzavřené trolejové vedení umístěné např. pod zastřešením areálu. Sběrač spojený pevně s jeřábem dokáže díky svému kyvnému uložení eliminovat případné montážní nerovnosti.

Celý jeřáb i jeřábová kočka se bude ovládat pomocí závěsného ovladače lokalizovaného podél jeřábu bez ohledu na poloze jeřábové kočky.

## 6 KONTROLA ZATÍŽENÍ KONSTRUKCE JEŘÁBU

### 6.1 Kontrola rámu

Celý rám převedeme na jednoduchou lomenou prutovou soustavu, kterou lze řešit za pomoci obecné pružnosti a pevnosti. Hlavní nosník a podpěry jsou chápány jako jeden celek uložený na jedné straně kloubovým spojením a na druhé straně jako obecná podpora, což nám nahrazuje uložení pojezdových kol na kolejnici.



Obrázek 11: Schéma zatížení rámu

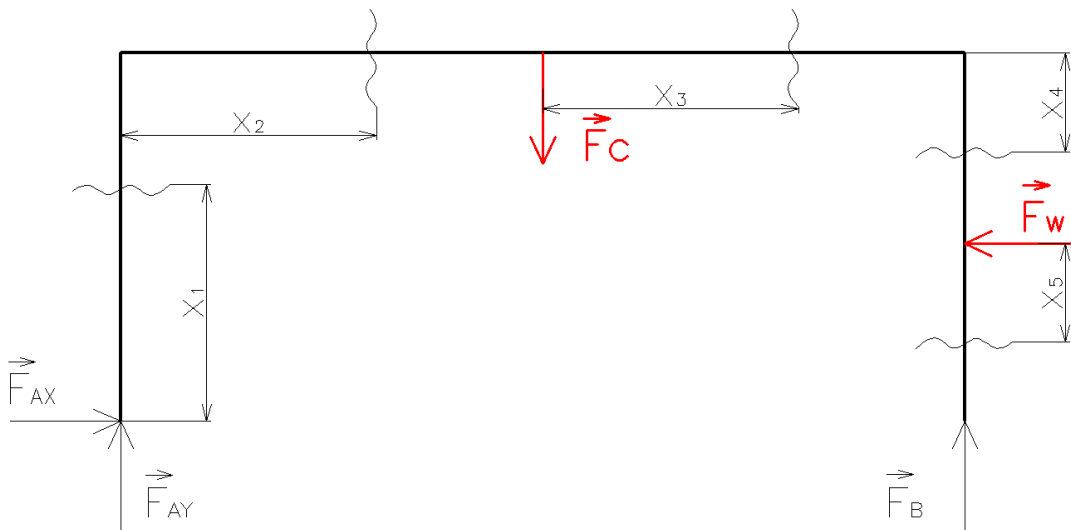
#### Maximální zatížení od břemene

$$F_C = G_B \cdot g + G_K \cdot g = 4000 \cdot 9,81 + 390 \cdot 9,81 = 43065,9 \text{ N} \quad (1)$$

kde:

- $G_B$  [kg] - maximální tíha břemene
- $G_K$  [kg] - hmotnost jeřábové kočky
- $g$  [m · s<sup>-2</sup>] - gravitační zrychlení
- $F_W$  [N] - zatížení větrem, dáno dle [10]  $F_W = 1,5 \text{ kN}$

### 6.1.1 Úplné uvolnění



Obrázek 12: Schéma úplného uvolnění rámu

### 6.1.2 Statický rozbor

$$\mu = 3$$

$$\nu = 3$$

$$s = \mu - \nu = 3 - 3 = 0$$

(2)

Rám je staticky určitý

kde:

$\mu$  [-] - počet neznámých parametrů

$\nu$  [-] - počet použitelných podmínek

Z rovnic rovnováhy určíme neznámé parametry ve vazbách:

$$\sum F_x : F_{AX} - F_W = 0 \Rightarrow F_{AX} = F_W = 1500 \text{ N}$$

$$\sum F_y : F_{AY} - F_C + F_B = 0$$

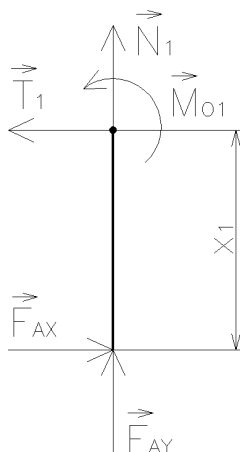
$$\sum M_B : F_C \cdot \frac{L_N}{2} - F_{AY} \cdot L_N + F_W \cdot \frac{L_P}{2} = 0 \Rightarrow F_{AY} = \frac{F_C \cdot L_N + F_C \cdot L_P}{2 \cdot L_N} \quad (3)$$

$$F_{AY} = \frac{43065,9 \cdot 20 + 1500 \cdot 9}{2 \cdot 20} = 21870,5 \text{ N}$$

$$F_B = F_C - \frac{F_C \cdot L_N + F_C \cdot L_P}{2 \cdot L_N} = 43065,9 - \frac{43065,9 \cdot 20 + 1500 \cdot 9}{2 \cdot 20} = 21195,4 \text{ N} \quad (4)$$

### 6.1.3 Výsledné vnitřní účinky

$$x_1 \in (0; L_P)$$

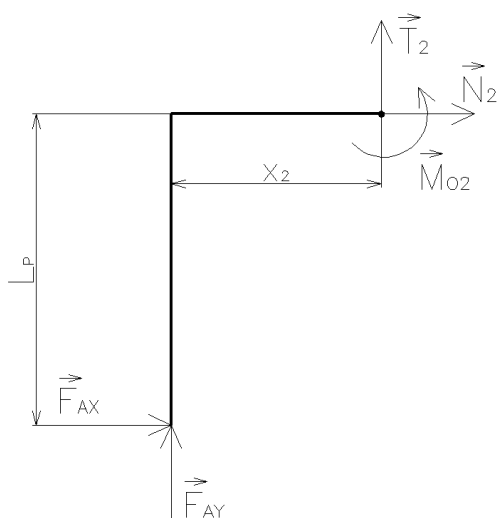


$$\begin{aligned} N_1 &= -F_{Ay} \\ T_1 &= F_{Ax} \\ \underline{M_{O1} &= -F_{Ax} \cdot x_1} \end{aligned} \quad (5)$$

kde:

- $N_1$  [N] - normálová síla v bodě 1
- $T_1$  [N] - posouvající síla v bodě 1
- $M_{O1}$  [N·m] - ohybový moment v bodě 1

$$x_2 \in (0; \frac{L_N}{2})$$



$$\begin{aligned} N_2 &= -F_{Ax} \\ T_2 &= -F_{Ay} \\ \underline{M_{O2} &= -F_{Ax} \cdot L_P + F_{Ay} \cdot x_2} \end{aligned} \quad (6)$$

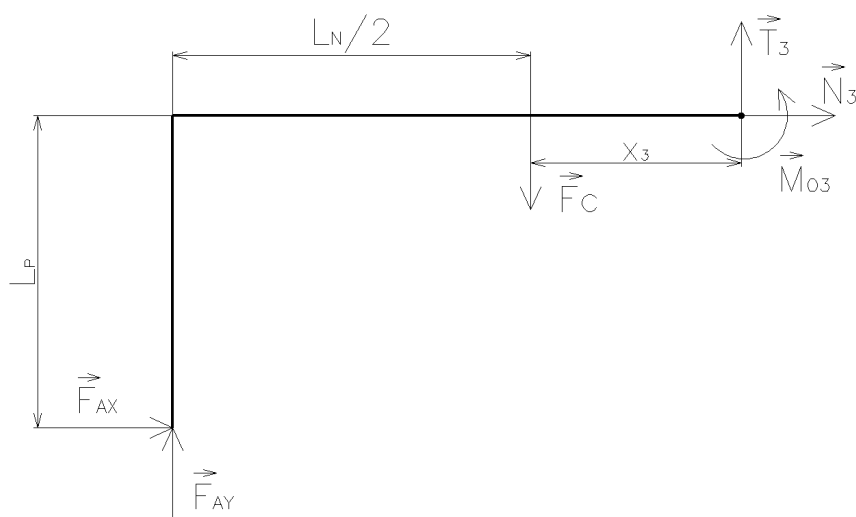
kde:

$N_2$  [N] - normálová síla v bodě 2

$T_2$  [N] - posouvající síla v bodě 2

$M_{02}$  [N·m] - ohybový moment v bodě 2

$$x_3 \in (0; \frac{L_N}{2})$$



$$N_3 = -F_{AX}$$

$$T_3 = -F_{AY} + F_C$$

$$M_{03} = -F_{AX} \cdot L_P + F_{AY} \cdot \left( \frac{L_N}{2} + x_3 \right) - F_C \cdot x_3$$

(7)

kde:

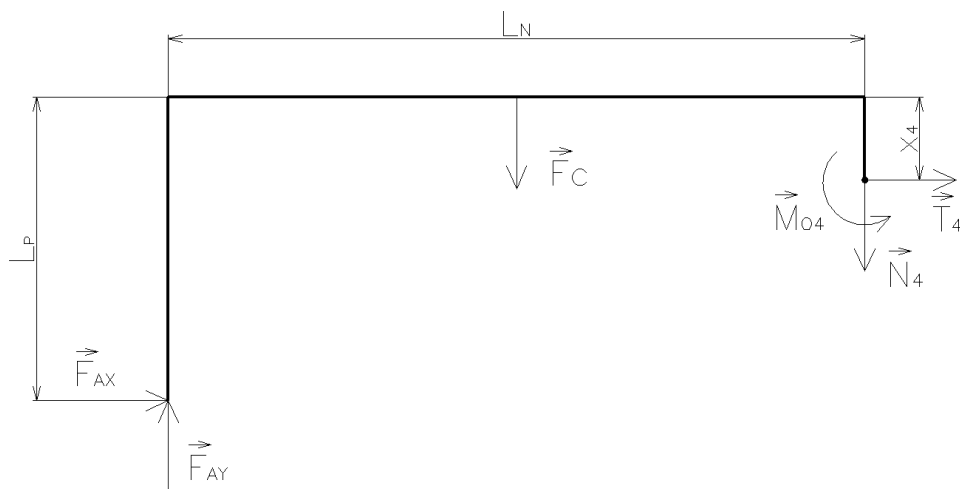
$N_3$  [N] - normálová síla v bodě 3

$T_3$  [N] - posouvající síla v bodě 3

$M_{03}$  [N·m] - ohybový moment v bodě 3



$$x_4 \in (0; \frac{L_P}{2})$$



$$N_4 = F_{AY} - F_C$$

$$T_4 = -F_{AX}$$

$$M_{O4} = -F_{AX} \cdot (L_P - x_4) + F_{AY} \cdot L_N - F_C \cdot \frac{L_N}{2}$$

(8)

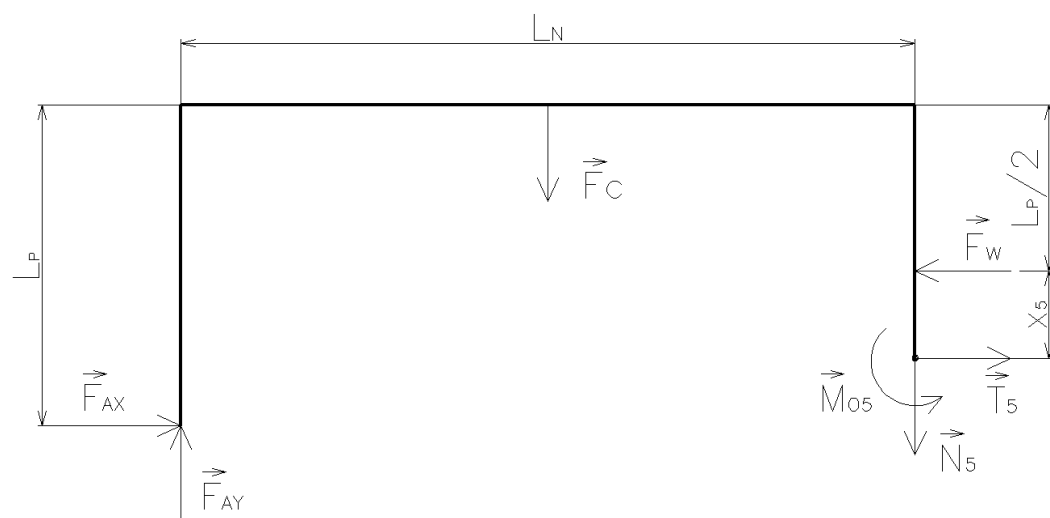
kde:

$N_4$  [N] - normálová síla v bodě 4

$T_4$  [N] - posouvající síla v bodě 4

$M_{O4}$  [N · m] - ohybový moment v bodě 4

$$x_5 \in (0; \frac{L_P}{2})$$



$$\begin{aligned}
N_5 &= F_{AY} - F_C \\
T_5 &= -F_{AX} + F_W \\
M_{O5} &= -F_{AX} \cdot \left( \frac{L_P}{2} - x_5 \right) + F_{AY} \cdot L_N - F_C \cdot \frac{L_N}{2} - F_W \cdot x_5
\end{aligned} \tag{9}$$

kde:

$$\begin{aligned}
N_5 \text{ [N]} &\quad - \text{normálová síla v bodě 5} \\
T_5 \text{ [N]} &\quad - \text{posouvající síla v bodě 5} \\
M_{O5} \text{ [N} \cdot \text{m]} &\quad - \text{ohybový moment v bodě 5}
\end{aligned}$$

#### 6.1.4 Řešení

$$\begin{aligned}
N_1 &= -F_{AY} = -21870,5 \text{ N} \\
T_1 &= F_{AX} = 1500 \text{ N} \\
M_{O1} &= -F_{AX} \cdot L_P = -1500 \cdot 9 = -13500 \text{ N} \cdot \text{m}
\end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
N_2 &= -F_{AX} = -1500 \text{ N} \\
T_2 &= -F_{AY} = -21870,45 \text{ N} \\
M_{O2} &= -F_{AX} \cdot L_P + F_{AY} \cdot \frac{L_N}{2} = -1500 \cdot 9 + 21870,45 \cdot \frac{20}{2} = 205205 \text{ N} \cdot \text{m}
\end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
N_3 &= -F_{AX} = -1500 \text{ N} \\
T_3 &= -F_{AY} + F_C = -21870,45 + 43065,9 = 21195,45 \text{ N} \\
M_{O3} &= -F_{AX} \cdot L_P + F_{AY} \cdot L_N - F_C \cdot \frac{L_N}{2} \\
M_{O3} &= -1500 \cdot 9 + 21870,45 \cdot 20 - 43065,9 \cdot \frac{20}{2} = -6750 \text{ N} \cdot \text{m}
\end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
N_4 &= F_{AY} - F_C = 21870,45 - 43065,9 = -21195,45 \text{ N} \\
T_4 &= -F_{AX} = -1500 \text{ N} \\
M_{O4} &= -F_{AX} \cdot \frac{L_P}{2} + F_{AY} \cdot L_N - F_C \cdot \frac{L_N}{2} \\
M_{O4} &= -1500 \cdot \frac{9}{2} + 21870,45 \cdot 20 - 43065,9 \cdot \frac{20}{2} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}
\end{aligned} \tag{13}$$

$$\begin{aligned}
N_5 &= F_{AY} - F_C = 21870,45 - 43065,9 = -21195,45 \text{ N} \\
T_5 &= -F_{AX} + F_W = -1500 + 1500 = 0 \text{ N} \\
M_{O5} &= -F_{AX} \cdot \left( \frac{L_P}{2} - \frac{L_P}{2} \right) + F_{AY} \cdot L_N - F_C \cdot \frac{L_N}{2} - F_W \cdot \frac{L_P}{2} \\
M_{O5} &= -1500 \cdot 0 + 21870,45 \cdot 20 - 43065,9 \cdot \frac{20}{2} - 1500 \cdot \frac{9}{2} \\
M_{O5} &= 0 \text{ N} \cdot \text{m}
\end{aligned} \tag{14}$$

### 6.1.5 Výpočet napětí a určení bezpečnosti rámu

Z hlediska zatížení konstrukce jeřábu bude nejhorší ohybové zatížení  $M_{O1}$ ,  $M_{O2}$ .

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{O1}}{2 \cdot W_{O1}} = \frac{13500 \cdot 10^3}{2 \cdot 86,4 \cdot 10^3} = 78,1 \text{ MPa} \tag{15}$$

$$\sigma_{O1} \leq \frac{R_{E1}}{k_{K1}} \Rightarrow k_{K1} = \frac{R_{E1}}{\sigma_{O1}} = \frac{355}{78,1} = 4,5 \geq k_{K,\min}$$

$4,5 > 2 \rightarrow$  Zvolený profil podpěry vyhovuje s poměrně velkým předimenzováním pro ohybové napětí, avšak s ohledem na vzpěrnou stabilitu profil ponecháme.

kde:

- $\sigma_{O1}$  [MPa] - ohybové napětí podpěry
- $W_{O1}$  [cm<sup>3</sup>] - průřezový modul v ohybu, dáno dle [2]  $W_{O1} = 86,4 \text{ cm}^3$
- $R_{E1}$  [MPa] - mez kluzu materiálu, dáno dle [11]  $R_{E1} = 355 \text{ MPa}$
- $k_{K1}$  [-] - bezpečnost podpěry
- $k_{K,\min}$  [-] - minimální bezpečnost, zvoleno  $k_{K,\min} = 2$

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}} = \frac{205205 \cdot 10^3}{1500 \cdot 10^3} = 136,8 \text{ MPa} \tag{16}$$

$$\sigma_{O2} \leq \frac{R_{E2}}{k_{K2}} \Rightarrow k_{K2} = \frac{R_{E2}}{\sigma_{O2}} = \frac{355}{136,8} = 2,6 \geq k_{K,\min}$$

$2,6 > 2 \rightarrow$  Zvolený profil hlavního nosníku vyhovuje

kde:

$\sigma_{o2}$  [MPa] - ohybové napětí hlavního nosníku

$W_{o2}$  [mm<sup>3</sup>] - průřezový modul v ohybu, dáno dle [2]  $W_{o2} = 1500 \text{ cm}^3$

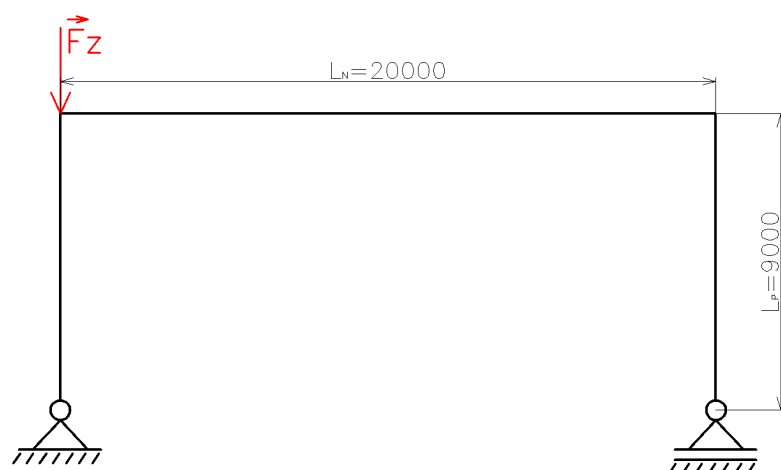
$R_{E2}$  [MPa] - mez kluzu materiálu, dáno dle [11]  $R_{E2} = 355 \text{ MPa}$

$k_{K2}$  [-] - bezpečnost hlavního nosníku

$k_{K,\min}$  [-] - minimální bezpečnost, zvoleno  $k_{K,\min} = 2$

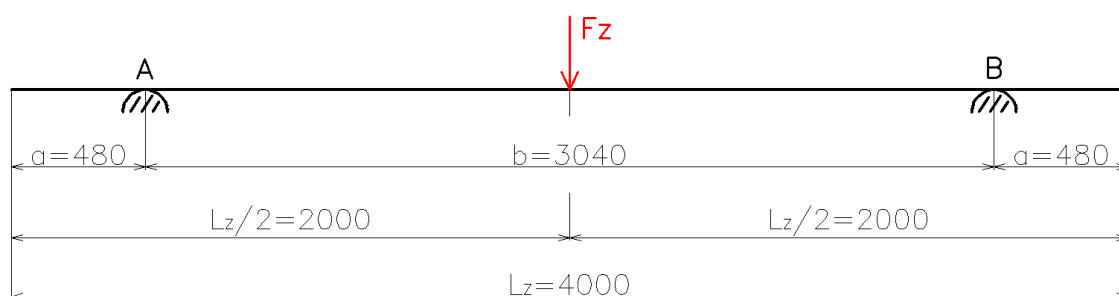
## 6.2 Kontrola základu podpěry

Zatížení základu zde tvoří nejen maximální hmotnost břemena a hmotnost kočky, ale také zatížení hmotností hlavního nosníku a svislé části podpěry. Působení zatížení je zvoleno ideálně přímo nad osou podpěry, jelikož takové zatížení bude maximální možné, kterého bychom při reálném umístění kočky s břemenem nedosáhli.



Obrázek 13: Schéma zatížení

Pojezdová kola jsou nahrazena obecnými podporami, poněvadž mezi koly a základem podpěry uvažujeme jen působení svislých sil.



Obrázek 14: Schéma zatížení základu podpěry

## Maximální zatížení

$$G_N = G_{N,m} \cdot L_N = 77,6 \cdot 20 = 1552 \text{ kg}$$

$$G_P = G_{P,m} \cdot L_P \cdot 2 = 16 \cdot 9 \cdot 2 = 288 \text{ kg}$$

(17)

$$F_Z = F_C + \frac{G_N}{2} \cdot g + G_P \cdot g = 43065,9 + \frac{1552}{2} \cdot 9,81 + 288 \cdot 9,81 = 53503,7 \text{ N}$$

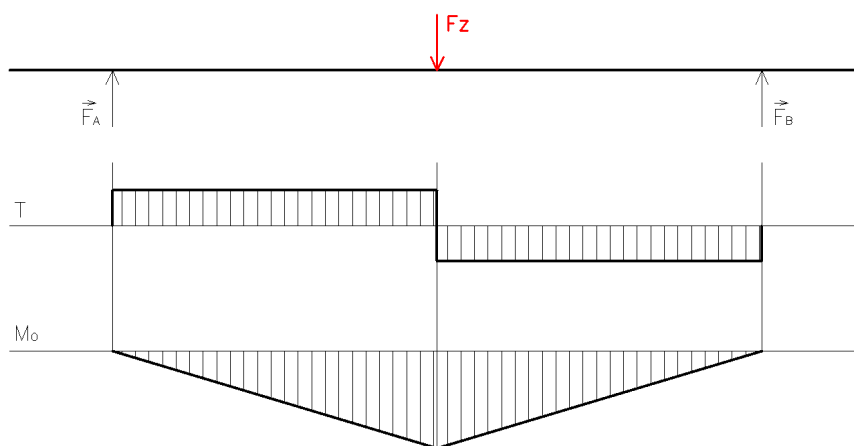
kde:

$G_N$  [kg] - hmotnost hlavního nosníku, dáno dle [2]  $G_{N,m} = 77,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

$G_P$  [kg] - hmotnost části podpěry, dáno dle [2]  $G_{P,m} = 16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] - gravitační zrychlení

### 6.2.1 Úplné uvolnění



Obrázek 15: Schéma úplného uvolnění a průběh napětí základu

### 6.2.2 Statický rozbor

$$\mu = 2$$

$$\nu = 2$$

$$s = \mu - \nu = 2 - 2 = 0$$

(18)

Základ podpěry je staticky určitý

kde:

$\mu$  [-] - počet neznámých parametrů

$\nu$  [-] - počet použitelných podmínek

Z rovnic rovnováhy určíme neznámé parametry ve vazbách:

$$\begin{aligned}\sum F_Y : F_A - F_Z + F_B &= 0 \Rightarrow F_A = F_Z - F_B \\ \sum M_A : F_B \cdot b - F_Z \cdot \frac{b}{2} &= 0 \Rightarrow F_B = \frac{F_Z \cdot \frac{b}{2}}{b} = \frac{F_Z}{2} \\ F_A &= F_Z - \frac{F_Z}{2} = 53503,7 - \frac{53503,7}{2} = 26751,9 \text{ N} \\ F_B &= \frac{F_Z}{2} = \frac{54586,8}{2} = 26751,9 \text{ N} \\ F_A &= F_B\end{aligned}\tag{19}$$

### 6.2.3 Výpočet napětí a určení bezpečnosti základu

$$\begin{aligned}M_{OZ} &= F_A \cdot \frac{b}{2} = 26751,9 \cdot \frac{3,04}{2} = 40662,9 \text{ N} \cdot \text{m} \\ \sigma_{OZ} &= \frac{M_{OZ}}{2 \cdot W_{OZ}} = \frac{40662,9 \cdot 10^3}{2 \cdot 191 \cdot 10^3} = 106,5 \text{ MPa} \\ \sigma_{O1} \leq \frac{R_{EZ}}{k_{KZ}} &\Rightarrow k_{KZ} = \frac{R_{EZ}}{\sigma_{OZ}} = \frac{355}{108,6} = 3,3 \geq k_{KZ, \min}\end{aligned}\tag{19}$$

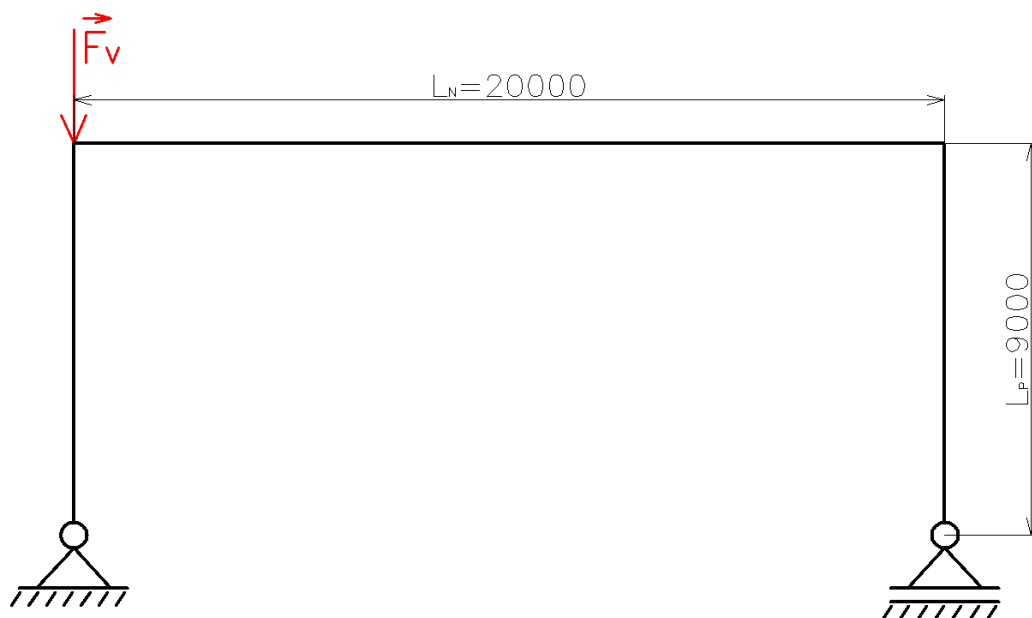
$3,3 > 2 \rightarrow$  Zvolený profil základu podpěry vyhovuje

kde:

- $\sigma_{OZ}$  [MPa] - ohybové napětí základu podpěry
- $W_{OZ}$  [mm<sup>3</sup>] - průřezový modul v ohybu, dáno dle [2]  $W_{OZ} = 191 \text{ cm}^3$
- $R_{EZ}$  [MPa] - mez kluzu materiálu, dáno dle [11]  $R_{EZ} = 355 \text{ MPa}$
- $k_{KZ}$  [-] - bezpečnost základu podpěry
- $k_{KZ, \min}$  [-] - minimální bezpečnost, zvoleno  $k_{KZ, \min} = 2$

### 6.3 Kontrola podpěry na vzpěrnou stabilitu

Ve výpočtu zanedbáme šikmé ztužení podpěry. Zatížení je tvořeno tíhou břemene, kočky a hlavního nosníku. Výpočet je proveden dle [4].



Obrázek 16: Schéma zatížení pro vzpěrnou stabilitu

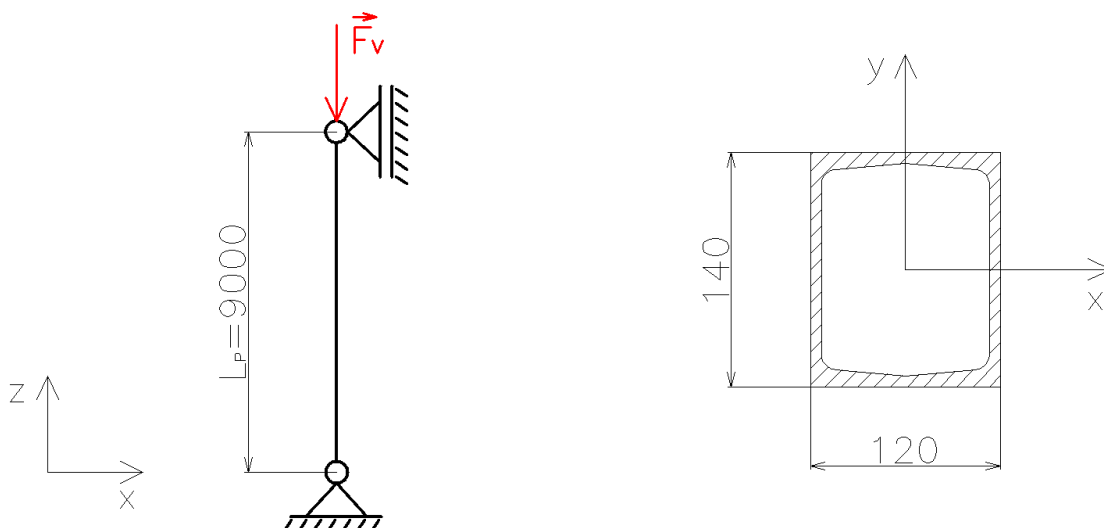
$$F_V = F_C + \frac{G_N}{2} \cdot g = 43065,9 + \frac{1552}{2} \cdot 9,81 = 50678,5 \text{ N} \quad (20)$$

kde:

$F_C$  [N] - maximální zatížení od břemene

$G_N$  [kg] - hmotnost hlavního nosníku

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] - gravitační zrychlení



Obrázek 17: Schéma zatížení podpěry pro vzpěrnou stabilitu

### 6.3.1 Kvadratický moment průřezu

Jelikož známe průřezový modul profilu kontrolované podpěry, můžeme rovnou určit kvadratický moment průřezu ze vztahu:

$$W_{OX} = \frac{J_X}{\frac{H_P}{2}} \Rightarrow J_X = \frac{H_P \cdot W_{OX}}{2} = \frac{140 \cdot 172,8 \cdot 10^3}{2} = 1,2096 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 \quad (21)$$

kde:

$W_{OX} [\text{mm}^3]$  - průřezový modul v ohybu, dáno dle [2]  $W_{OX} = 172,8 \text{ cm}^3$

$H_P [\text{mm}]$  - výška profilu

### 6.3.2 Poloměr kvadratického průřezu

$$S = 2 \cdot S_{1profil} = 2 \cdot 20,4 = 40,8 \text{ cm}^2$$

$$i_X = \sqrt{\frac{J_X}{S}} = \sqrt{\frac{1,2096 \cdot 10^7}{40,8 \cdot 10^2}} = 54,5 \text{ mm} \quad (22)$$

kde:

$J_X [\text{mm}^4]$  - kvadratický moment průřezu

$S [\text{mm}^2]$  - plocha průřezu profilu, dáno dle [2]  $S_{1profil} = 20,4 \text{ cm}^2$



### 6.3.3 Štíhlost

$$\lambda = \frac{L_P}{i_X} = \frac{9000}{54,5} = 165,1 \quad (23)$$

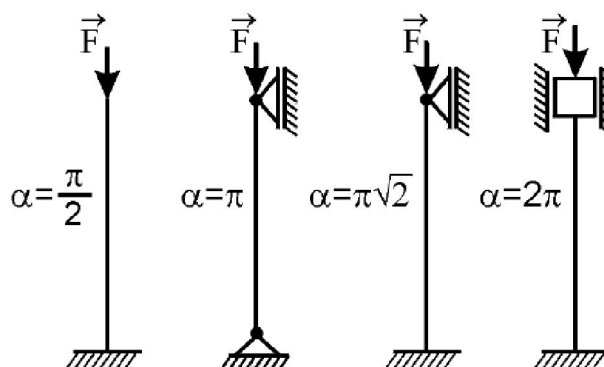
kde:

$L_P$  [mm] - délka podpěry

$i_X$  [mm<sup>4</sup>] - poloměr kvadratického průřezu

### 6.3.4 Kritická štíhlost

Způsob uložení podpěry nejvíce odpovídá druhému případu Eulerova vzpěru, čímž je dán součinitel uložení  $\alpha = \pi$ .



Obrázek 18: [4] Případy Eulerova vzpěru

$$\lambda_{KR} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{355}} = 76,4 \quad (24)$$

$$\lambda > \lambda_{KR}$$

$165,1 > 76,4 \rightarrow$  Aktuálním mezním stavem je stav vzpěrné stability

kde:

$\alpha$  [-] - součinitel uložení

$E$  [MPa] - modul pružnosti v tahu materiálu, dáno dle [4]  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa

$\sigma_K$  [MPa] - mez kluzu materiálu, dáno dle [11]  $\sigma_K = 355$  MPa

### 6.3.5 Kritická síla

$$F_{KR} = \alpha^2 \cdot \frac{E \cdot J_X}{L_P^2} = \pi \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,2096 \cdot 10^7}{9000^2} = 309510,8 \text{ N} \quad (25)$$

kde:

- $\alpha [-]$  - součinitel uložení
- $E [\text{MPa}]$  - modul pružnosti v tahu materiálu, dáno dle [13]  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
- $J_X [\text{mm}^4]$  - kvadratický moment průřezu
- $L_P [\text{mm}]$  - délka podpěry

### 6.3.6 Bezpečnost

$$k_V = \frac{F_{KR}}{F_V} = \frac{309510,8}{50678,5} = 6,1 \geq k_D \quad (26)$$

$6,1 > 5 \rightarrow$  Podpěra vyhovuje

kde:

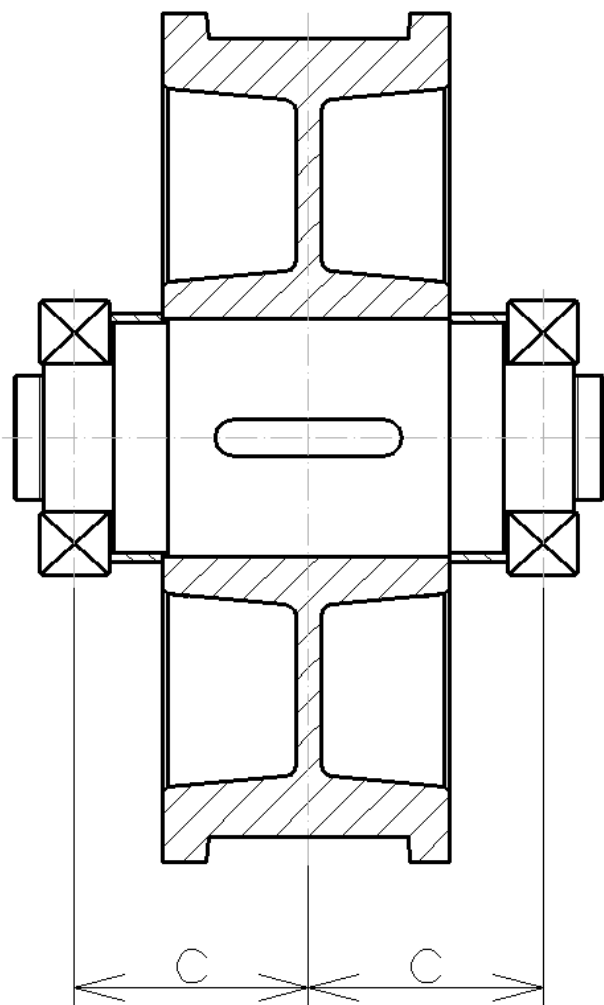
- $F_{KR} [\text{N}]$  - kritická síla
- $F_V [\text{N}]$  - zatěžující síla pro vzpěr
- $k_D [-]$  - dovolená bezpečnost vzpěrné stability,  
dáno dle [4]  $k_D = 5$

## 7 NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK KOL JEŘÁBU

Dle [13] jsou z katalogu zvolena dvouřadá soudečková ložiska ZKL 22212. Výhodou soudečkových ložisek je především přenos velkých radiálních a současně i axiálních zatížení. Vypočteno dle [6].

Hlavní údaje:

vnitřní průměr ložiska	$d = 60 \text{ mm}$
vnější průměr ložiska	$D = 110 \text{ mm}$
šířka ložiska	$B = 28 \text{ mm}$
dynamická únosnost ložiska	$C_r = 152 \text{ kN}$
koefficient $e$	$e = 0,24$



Obrázek 19: Schéma uložení pojezdového kola a ložisek

## 7.1 Otáčky pojezdového kola

$$n_{Kolo} = \frac{v_J}{\pi \cdot D_K} = \frac{30}{\pi \cdot 0,32} = 29,84 \text{ min}^{-1} \quad (27)$$

kde:

$v_J \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$  - rychlost pojezdu jeřábu

$D_K \text{ [m]}$  - průměr pojezdového kola jeřábu

## 7.2 Zatěžující síla pojezdového kola

Zatěžující síla na jedno pojezdové kolo je rovna reakci v podporách, jež máme vypočítané - viz kapitola 6.2.2.

$$F_K = F_A = F_B = 27293,4 \text{ N} \quad (28)$$

## 7.3 Axiální síla v ložisku

$$F_{AX,L} = 0,1 \cdot F_K = 0,1 \cdot 27293,4 = 2729,34 \text{ N} \quad (29)$$

## 7.4 Radiální síla v ložisku

$$F_{RAD} = F_K \cdot \frac{c}{c + c} = 27293,4 \cdot \frac{0,145}{0,145 + 0,145} = 13646,7 \text{ N} \quad (26)$$

kde:

$c \text{ [m]}$  - vzdálenost mezi zatěžující silou a osou ložiska

## 7.5 Určení koeficientů X a Y

$$\frac{F_{AX,L}}{F_{RAD}} = \frac{2729,34}{13646,7} = 0,2 \quad (27)$$

$$0,2 < e = 0,24 \rightarrow \text{dle [6] dáno} \quad \begin{aligned} X &= 1 \\ Y &= 2,8 \end{aligned}$$

## 7.6 Určení dynamického ekvivalentního zatížení

$$P_R = X \cdot F_{RAD} + Y \cdot F_{AX,L} = 1 \cdot 13646,7 + 2,8 \cdot 2729,34 = 21288,9 \text{ N} \quad (28)$$

## 7.7 Určení základní trvanlivosti ložiska

$$L_H = \left( \frac{C_R}{P_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{Kolo}} = \left( \frac{125000}{21288,9} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 29,84} = 203972,9 \text{ hod} \quad (29)$$

kde:

- $C_R$  [N] - dynamická únosnost ložiska
- $P_R$  [N] - dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
- $p$  [-] - mocnitel valivých elementů
- $n_{Kolo}$  [min<sup>-1</sup>] - otáčky pojezdového kola

Zvolený typ ložiska vyhovuje.

## 8 ZÁVĚR

V bakalářské práci jsem se zabýval koncepčním návrhem portálového jeřábu o nosnosti 4 tun. Snažil jsem se vytvořit takový návrh, který by bylo možné realizovat i v praxi. Zaměřil jsem se zejména na návrh a pevnostní výpočet konstrukce jeřábu, přičemž jsem dbal na správnost výpočtů a celkovou funkčnost jeřábu.

Celý návrh se odvíjí od zvolené jeřábové kočky, která je běžně dostupná. Základní parametry, pojezdová kola, jeřábovou kolejnici a pohon jeřábu jsem volil se zřetelem na technicky zaměřenou literaturu, v níž jsou uvedeny používané varianty. Navrhovanou konstrukci jeřábu jsem pojal trochu netradičním uspořádáním, lišící se od jiných portálových jeřábů. Pevnostní výpočet ohybového napětí hlavního nosníku a podpěr vyhovuje. Taktéž byla podpěra zkontrolována na vzpěrnou stabilitu. Tato namáhání jsou pro konstrukci jeřábu hlavní. V neposlední řadě jsem se zabýval návrhem a kontrolou ložisek pro pojezdová kola. Životnost zvoleného typu ložiska je dostačující.

Podle mého názoru by mohl být navržený jeřáb v budoucnu vyráběn a uplatněn v reálném životě.

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Evráz Vítkovice Steel* [online]. 2007 [cit. 2011-05-10]. Jeřábové kolejnice. Dostupné z WWW: <<http://www.vitkovicesteel.com>>.
- [2] *Ferona* [online]. 2004 [cit. 2011-05-10]. Válcované profily. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz>>.
- [3] *Iteco* [online]. 2006 [cit. 2011-05-15]. Jeřáby a zdvihadí technika. Dostupné z WWW: <<http://www.iteco.cz>>.
- [4] JANÍČEK, ONDRÁČEK, VRBKA. *Mechanika těles, Pružnost a pevnost I*. Brno : VUT Brno, 2004.
- [5] *Krantechnik* [online]. 2011 [cit. 2011-05-15]. Kolejový portálový jeřáb. Dostupné z WWW: <<http://www.krantechnik.cz/kolejovy-portalovy-jerabb-bz-pk>>.
- [6] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly : Albra, 2003. 866 s.
- [7] MINÁŘ, Břetislav; KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*. Brno, Skriptum pro bakalářské studium.
- [8] REMTA, František; KUPKA, Ladislav. *Jeřáby, I-III. díl*. Praha : SNTL, 1961.
- [9] *Sew Eurodrive* [online]. 2010 [cit. 2011-05-15]. Pohony. Dostupné z WWW: <<http://www.sew-eurodrive.cz>>.
- [10] STUDNIČKA, Jiří; HOLICKÝ, Milan. *Ocelové konstrukce 20 : Zatížení staveb podle Eurokódu*. Praha : ČVUT, 2003. 107 s.
- [11] STUDNIČKA, Jiří. *Ocelové konstrukce 10*. Praha : ČVUT, 2003. 125 s.
- [12] *Wikipedie* [online]. 2010 [cit. 2011-05-15]. Portainer. Dostupné z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Portainer>>.
- [13] *ZKL Group* [online]. 2010 [cit. 2011-05-15]. Ložiska. Dostupné z WWW: <<http://www.zkl.cz>>.

# 10 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK

## Seznam obrázků

OBRÁZEK 1: [5] PRŮMYSLOVÝ PORTÁLOVÝ JEŘÁB .....	10
OBRÁZEK 2: [12] PŘÍSTAVNÍ PORTÁLOVÝ JEŘÁB (PŘEKLÁDACÍ).....	10
OBRÁZEK 3: SCHÉMA PORTÁLOVÉHO JEŘÁBU, POZ. 1 - HLAVNÍ NOSNÍK,.....	11
OBRÁZEK 4: [3] SCHÉMA JEŘÁBOVÉ KOČKY .....	14
OBRÁZEK 5: [3] JEŘÁBOVÁ KOČKA .....	14
OBRÁZEK 6: PORTÁLOVÝ JEŘÁB .....	15
OBRÁZEK 7: HLAVNÍ NOSNÍK .....	16
OBRÁZEK 8: PODPĚRA .....	17
OBRÁZEK 9: POJEZD JEŘÁBU .....	18
OBRÁZEK 10: POJEZDOVÉ KOLO A JEŘÁBOVÁ KOLEJNICE .....	19
OBRÁZEK 11: SCHÉMA ZATÍŽENÍ RÁMU .....	21
OBRÁZEK 12: SCHÉMA ÚPLNÉHO UVOLNĚNÍ RÁMU .....	22
OBRÁZEK 13: SCHÉMA ZATÍŽENÍ .....	28
OBRÁZEK 14: SCHÉMA ZATÍŽENÍ ZÁKLADU PODPĚRY .....	28
OBRÁZEK 15: SCHÉMA ÚPLNÉHO UVOLNĚNÍ A PRŮBĚH NAPĚTÍ ZÁKLADU .....	29
OBRÁZEK 16: SCHÉMA ZATÍŽENÍ PRO VZPĚRNOU STABILITU .....	31
OBRÁZEK 17: SCHÉMA ZATÍŽENÍ PODPĚRY PRO VZPĚRNOU STABILITU.....	32
OBRÁZEK 18: [4] PŘÍPADY EULEROVA VZPĚRU .....	33
OBRÁZEK 19: SCHÉMA ULOŽENÍ POJEZDOVÉHO KOLA A LOŽISEK .....	35

## Seznam tabulek

TABULKA 1: [3] PARAMETRY JEŘÁBOVÝCH KOČEK .....	13
---	----



## 11 SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Symbol	Název	Jednotka
a	délkový rozměr	mm
b	délkový rozměr	mm
B	šířka ložiska	mm
c	vzdálenost síly k ose ložiska	m
C	rozměry jeřábové kočky	mm
$C_r$	dynamická únosnost ložiska	N
d	vnitřní průměr ložiska	mm
D	vnější průměr ložiska	mm
$D_K$	průměr pojezdového kola	mm
e	koeficient valivého tření	-
E	modul pružnosti v tahu	-
$F_A$	reakční síla v bodě A	N
$F_{AX}$	reakční síla v bodě A ve vodorovném směru	N
$F_{AX,L}$	axiální síla v ložisku	N
$F_{AY}$	reakční síla v bodě A ve svislém směru	N
$F_B$	reakční síla v bodě B	N
$F_C$	zatěžující síla od břemene	N
$F_K$	zatěžující síla pojezdového kola	N
$F_{KR}$	kritická síla vzpěry	N
$F_R$	radiální síla v ložisku	N
$F_V$	zatěžující síla pro výpočet vzpěry	N
$F_W$	zatěžující síla od působení větru	N
$F_X$	suma sil v ose x	N
$F_Y$	suma sil v ose y	N
$F_Z$	zatěžující síla základu podpěry	N
g	gravitační konstanta	$m.s^{-2}$
$G_B$	tíha břemene	kg
$G_K$	hmotnost jeřábové kočky	kg
$G_N$	hmotnost hlavního nosníku	kg
$G_{N,m}$	hmotnost 1 m hlavního nosníku	$kg.m^{-1}$
$G_P$	hmotnost části podpěry	kg
$G_{P,m}$	hmotnost 1 m podpěry	$kg.m^{-1}$
H	rozměry jeřábové kočky	mm
$H_K$	výška zdvihu	m
$H_P$	výška profilu vzpěry	mm
$H_Z$	výška zdvihu	m
$i_X$	poloměr kvadratického průřezu	mm
$J_X$	kvadratický moment průřezu	$mm^4$
$k_D$	minimální bezpečnost vzpěrné stability	-
$k_{K1}$	bezpečnost podpěry	-
$k_{K2}$	bezpečnost podpěry	-
$k_{K,min}$	minimální bezpečnost	-
$k_{KZ}$	bezpečnost základu podpěry	-
$k_{KZ,min}$	minimální bezpečnost základu podpěry	-
$k_V$	bezpečnost podpěry na vzpěr	-

$L_H$	základní trvanlivost ložiska	hod
$L_N$	délka hlavního nosníku	m
$L_P$	délka podpěry	m
$L_Z$	délka základu podpěry	m
$M_A$	suma momentů v místě A	N.m
$M_B$	suma momentů v místě B	N.m
$M_K$	hmotnost jeřábové kočky	kg
$M_{O1}$	ohybový moment v bodě 1	N.m
$M_{O2}$	ohybový moment v bodě 2	N.m
$M_{O3}$	ohybový moment v bodě 3	N.m
$M_{O4}$	ohybový moment v bodě 4	N.m
$M_{O5}$	ohybový moment v bodě 5	N.m
$M_{OZ}$	ohybový moment základu podpěry	N.m
$n_{Kolo}$	otáčky pojezdového kola	min <sup>-1</sup>
$N_1$	normálová síla v bodě 1	N
$N_2$	normálová síla v bodě 1	N
$N_3$	normálová síla v bodě 1	N
$N_4$	normálová síla v bodě 1	N
$N_5$	normálová síla v bodě 1	N
$N_K$	nosnost kočky	kg
$p$	mocnitel valivých elementů	-
$P_K$	lanový převod jeřábové kočky	-
$P_R$	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	N
$R$	rozpětí jeřábu	m
$R_{E1}$	mez kluzu materiálu podpěry	MPa
$R_{E2}$	mez kluzu materiálu hlavního nosníku	MPa
$R_{EZ}$	mez kluzu materiálu základu podpěry	MPa
$s$	počet statické určitosti	-
$S$	plocha průřezu profilu podpěry	mm <sup>2</sup>
$S_{1profil}$	plocha průřezu 1 profilu	mm <sup>2</sup>
$T_1$	posouvající síla v bodě 1	N
$T_2$	posouvající síla v bodě 2	N
$T_3$	posouvající síla v bodě 3	N
$T_4$	posouvající síla v bodě 4	N
$T_5$	posouvající síla v bodě 5	N
$v_J$	rychlost pojezdu jeřábu	m.s <sup>-1</sup>
$V_K$	rychlost pojezdu kočky	m.s <sup>-1</sup>
$V_Z$	rychlost zdvihu kočky	m.s <sup>-1</sup>
$W_{O1}$	průřezový modul v ohybu podpěry	cm <sup>3</sup>
$W_{O2}$	průřezový modul v ohybu hlavního nosníku	cm <sup>3</sup>
$W_{OX}$	průřezový modul v ohybu podpěry pro vzpěr	cm <sup>3</sup>
$W_{OZ}$	průřezový modul v ohybu základu podpěry	cm <sup>3</sup>
$x_1$	rozměr VVÚ	m
$x_2$	rozměr VVÚ	m
$x_3$	rozměr VVÚ	m
$x_4$	rozměr VVÚ	m
$x_5$	rozměr VVÚ	m
$X$	koeficient dynamického ekvivalentního zatížení	-

$Y$	koeficient dynamického ekvivalentního zatížení	-
$\alpha$	součinitel uložení vzpěrné délky	-
$\lambda$	štíhlost	-
$\lambda_{KR}$	kritická štíhlost	-
$\mu$	počet neznámých parametrů	-
$v$	počet použitelných podmínek	-
$\pi$	Eulerovo číslo	-
$\sigma_K$	mez kluzu materiálu	MPa
$\sigma_{O1}$	ohybové napětí podpěry	MPa
$\sigma_{O2}$	ohybové napětí hlavního nosníku	MPa
$\sigma_{OZ}$	ohybové napětí základu podpěry	MPa

## **12 SEZNAM PŘÍLOH**

### **Výkresy sestav**

1-D31/00

2-D31/01

2-D31/02

2-D31/03

### **Výkresy součástí**

3-D31/01.01

4-D31/01.02

3-D31/02.01

4-D31/02.02

3-D31/02.03

4-D31/02.04

4-D31/02.05

4-D31/02.06

4-D31/02.07

3-D31/03.01

3-D31/03.02

4-D31/03.03